

УДК 674.023

С. В. Киселев, А. Ф. Дулевич, А. В. Блохин

Белорусский государственный технологический университет

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛЫ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО НАТЯЖЕНИЯ
ЛЕНТОЧНОЙ ПИЛЫ**

В статье рассмотрены основные напряжения в ленточной пиле, возникающие во время работы. Установлено, что одними из наиболее значимых являются напряжения от предварительного натяжения.

В конструкции современных горизонтальных ленточнопильных станков предусмотрена установка на шкивы бандажных ремней. Ремни чаще всего выполняются из прорезиненных материалов. Главная функция бандажных ремней – передача тягового усилия на ленточную пилу и позиционирование пилы на шкиве.

При создании предварительного натяжения в ленточной пиле происходит совместная деформация ленточной пилы, опор валов и бандажных ремней. Во время холостого хода на ленточную пилу действуют силы инерции. Данные силы увеличивают силу натяжения ленточной пилы, уменьшают деформацию валов и бандажных ремней и уменьшают давление пилы на шкив. Представлены пила, бандажный ремень и опоры валов в качестве упругих элементов, составлена расчетная схема. Разработаны системы уравнений, описывающие состояние равновесия, основанные на предположении, что на упругие элементы действует одинаковая сила, представляющая сумму силы натяжения и силы инерции.

Получена аналитическая зависимость, устанавливающая связь между силой натяжения во время холостого хода и конструктивными параметрами пилы, бандажного ремня и опор валов.

Ключевые слова: ленточная пила, напряженное состояние, деформация, сила натяжения.

S. V. Kiselev, A. F. Dulevich, A. V. Blokhin

Belarusian State Technological University

DEFINITION OF BAND SAWS PRE-TENSIONING FORCE

The article describes the main voltage band saw arising during operation. It was established that one of the most important are the stress of previously tension.

The design of modern horizontal band saws accommodate pulleys retaining straps. Belts often made of rubberized material. The main function of retaining straps is to transfer power to the band saw blade and positioning on the pulley.

When you create, a pre-tension the band saw joint deformity occurs band saw, poles shafts and retaining straps. During idling on the band saw are the inertial forces. These forces increase the strength of the band saw tension, reduce deformation of shafts and retaining belts and reduce the pressure on the saw pulley. Presenting saw, banding belt and shaft bearings as elastic elements with a put-settlement scheme. Developed a system of equations describing the state of well-equilibrium based on the assumption that the elastic elements acting the same force, which represents the amount of tensile force and the force of inertia.

The analytical dependence establishes a connection between the tension force during idling and design data saws, bandage belt and shaft supports.

Key words: band-saw, the state of stress, strain, tension force.

Введение. В деревообрабатывающей промышленности одной из актуальных задач выступает рациональное использование древесного сырья и энергоносителей. Успешное решение этой задачи может быть достигнуто применением горизонтальных ленточнопильных станков.

Однако при эксплуатации узких ленточных пил для распиловки бревен возникает ряд проблем, снижающих эффективность их работы, одной из которых является частые случаи аварийного выхода из строя пил по причине разрыва полотна пилы. Это обусловлено сложным напряженным состоянием пилы во время работы.

Для определения путей повышения долговечности ленточных пил необходимо знать величину напряжений, возникающих в полотне пилы, а также факторы влияющие на нее. Ранее было установлено, что основными напряжениями являются напряжения от изгиба на шкивах. Вторыми по величине выступают напряжения предварительного натяжения и центробежных сил [1].

В последнее время появилось большое разнообразие горизонтальных ленточнопильных станков (WoodMizer, Алтай, MB-2000 и др.), конструктивной особенностью которых является

наличие прорезиненных бандажных ремней на шкивах станка. Их основная роль – передача тягового усилия на пилу и ее правильное позиционирование на шкиве.

Основная часть. В реальных условиях на ленточнопильных станках при установке ленточной пилы на станок происходит упругая деформация валов, на которые установлены шкивы. Также существенно деформируется прорезиненный бандаж на шкивах ленточнопильного станка. Определим влияние данных факторов на величину предварительного натяжения во время холостого хода пилы.

При предварительном натяжении в покое силой F_0 межосевое расстояние a уменьшается за счет деформации валов и прорезиненных бандажей шкивов. Во время холостого хода, т. е. при вращении шкивов, возникают центробежные силы частей пилы, находящихся в пределах дуг обхвата. Равнодействующие центробежных сил $F_{и}$ уменьшают предварительную деформацию валов и прорезиненных бандажей, а также дополнительно растягивают пилу.

Рассмотрим один из шкивов и покажем силы и деформации во время холостого хода, рис. 1.

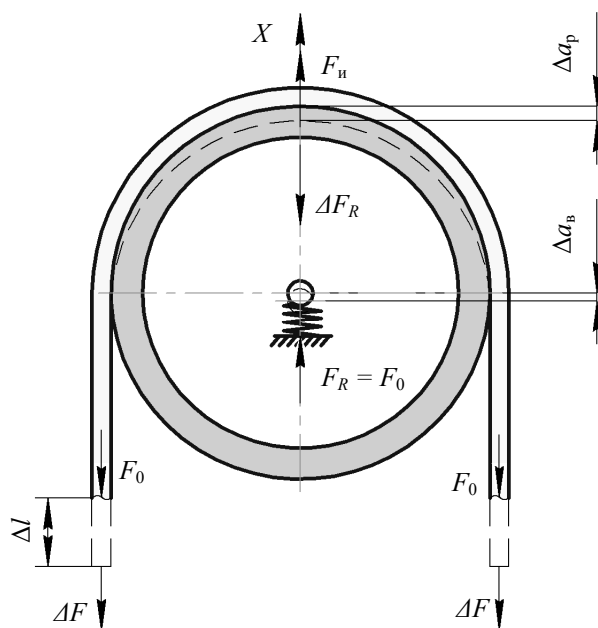


Рис. 1. Изменение сил и деформаций при холостом ходе

Сила инерции $F_{и}$ вызывает деформации валов на величину Δa_b , изменение деформации прорезиненного слоя на величину Δa_p в направлении оси X , а также удлинение пилы на величину Δl . Вал шкива и прорезиненный слой расположены в конструкции последовательно, таким образом их деформации Δa_b и Δa_p вызывается одной и той же силой ΔF_R .

Систему, состоящую из пилы и двух шкивов одинакового диаметра, можно представить в виде расчетной схемы, указанной на рис. 2.

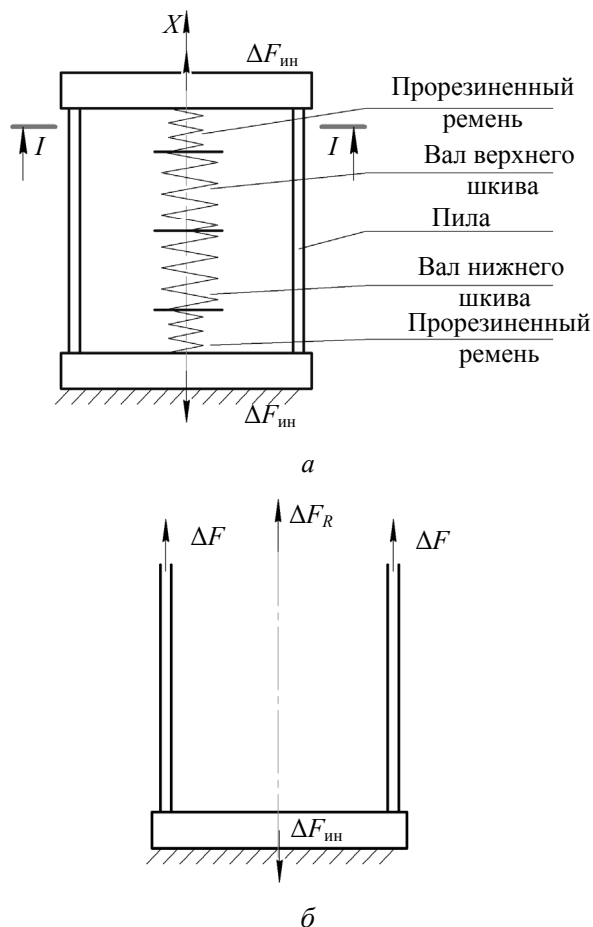


Рис. 2. Расчетная схема ленточной пилы со шкивами: а – расчетная схема станка; б – расчетная схема нижнего шкива

Проведем сечение I–I, отбросим верхнюю часть и покажем нижнюю (рис. 2, б). В ветвях будут возникать усилия ΔF , а в опорах валов и прорезиненном бандаже – ΔF_R .

Запишем уравнение равновесия [2]:

$$2\Delta F + \Delta F_R - F_{и} = 0. \quad (1)$$

Уравнение совместности деформации:

$$\Delta l = \Delta a, \quad (2)$$

где Δl – деформация одной ветви пилы; Δa – увеличение межосевого расстояния за счет деформации опор валов и прорезиненного бандаж.

Согласно закону Гука,

$$\Delta l = \frac{\Delta F L}{2E_c A}, \quad (3)$$

где L – длина пилы; E_c – модуль упругости стали, из которой сделана пила; A – площадь поперечного сечения пилы: $A = bs$.

Увеличение межосевого расстояния:

$$\Delta a = \frac{\Delta F}{k}, \quad (4)$$

где k – коэффициент жесткости валов, опор и прорезиненного бандажного ремня.

Решив совместно уравнения (1)–(4), получим

$$\Delta F = \frac{4E_c A}{4E_c A + kL} qV^2. \quad (5)$$

Учитывая, что коэффициент жесткости прорезиненной вставки существенно меньше, чем коэффициент жесткости валов и опор, выделим его и запишем приведенный коэффициент k через коэффициент жесткости прорезиненного бандажного ремня k_p и коэффициент жесткости валов и опор k_b .

Через k_p и k_b изменение межосевого расстояния можно записать следующим образом:

$$\Delta a = \Delta a_p + \Delta a_b = \frac{\Delta F_R}{k_p} + \frac{\Delta F_R}{k_b} = \Delta F_R \frac{k_p + k_b}{k_p k_b}, \quad (6)$$

где Δa_p – изменение межосевого расстояния от деформации прорезиненного ремня; Δa_b – изменение межосевого расстояния от деформации валов и опор.

Из выражений (5) и (6) следует, что:

$$k = \frac{k_p k_b}{k_p + k_b}. \quad (7)$$

Определим k_p через характеристики прорезиненного бандажного ремня.

В нашем случае при шкивах одинакового диаметра угол обхвата $\alpha_0 = 180^\circ$. Под углом α от оси X выделим элемент ремня с элементарной дугой $dS = R d\alpha$ (рис. 3).

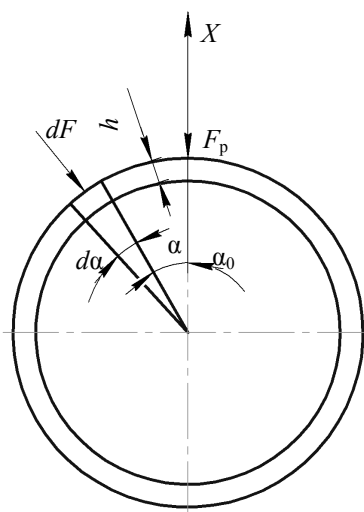


Рис. 3. Деформация бандажного ремня от давления ленточной пилы

На этот элемент действует давление пилы dF , в результате чего элемент деформируется на величину

$$\Delta h = \frac{dF h}{E_p dA_p}, \quad (8)$$

где h – толщина прорезиненного бандажного ремня; $dA_p = b_2 ds = b_2 R d\alpha$; b_2 – ширина бандажного ремня.

Определим сумму проекций сил на ось X , воспринимаемых прорезиненным ремнем:

$$\begin{aligned} F_p &= 2 \int_0^{\alpha_0/2} dF \cos \alpha = 2 \int_0^{\alpha_0/2} \frac{\Delta h E_p dA_p}{h} \cos \alpha = \\ &= 2 \int_0^{\alpha_0/2} \frac{\Delta h E_p b_2 R}{h} \cos \alpha \cdot d\alpha = 2 \frac{\Delta h E_p b_2 R}{h}. \end{aligned} \quad (9)$$

Такая же сила воспринимается бандажным ремнем на втором шкиве.

Из уравнения (9) получаем

$$\Delta h = \frac{F_p h}{2 E_p b_2 R}. \quad (10)$$

Таким образом, изменение межосевого расстояния за счет сжатия бандажных ремней на двух шкивах будет иметь вид

$$\Delta a_p = 2 \Delta h = \frac{E_p h}{2 E_p b_2 R} = \frac{\Delta F_R}{k_p}.$$

Следовательно, $\Delta F_R = F_p$,

$$k_p = \frac{E_p b_2 R}{h}. \quad (11)$$

Подставив (7) в (5), получим

$$\Delta F = \frac{4E_c A}{4E_c A + \frac{k_p k_b}{k_p + k_b} L} qV^2.$$

Введем обозначение

$$\chi = \frac{4E_c A}{4E_c A + \frac{k_p k_b}{k_p + k_b} L}. \quad (12)$$

Тогда

$$\Delta F = \chi qV^2.$$

Таким образом, полное натяжение пилы при холостом ходе $F_{x.x}$ будет следующим:

$$F_{x.x} = F_0 + \chi qV^2. \quad (13)$$

Зная величины жесткости валов, их опор, а также прорезиненного ремня, можно определить

величину натяжения ленточной пилы во время холостого хода.

Закключение. Повышение усталостной долговечности узких ленточных пил для распиловки бревен требует знаний о напряженном состоянии пилы во время работы и о факторах на

него влияющих. Предложенный в статье способ определения силы предварительного натяжения с учетом инерционных сил и наличия бандажных ремней позволяет уточнить ее величину и таким образом определить напряжения в полотне ленточной пилы.

Литература

1. Киселев С. В., Блохин А. В. Повышение эффективности распиловки бревен узкими ленточными пилами путем снижения затрат на обслуживание оборудования // Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика. Воронеж, 2014. Т. 2. № 3–2 (8–2). С. 357–361.
2. Феодосьев В. И. Сопротивление материалов: учеб. для втузов. 3-е изд., испр. и доп. М.: Физматгиз, 1963. 539 с.

References

1. Kiselev S. V., Blokhin A. V. Improving the efficiency of sawing narrow band saws by reducing the cost of equipment maintenance. *Aktual'nye napravleniya nauchnykh issledovaniy XXI veka: teoriya i praktika* [Current research trends of the XXI century: Theory and Practice], Voronezh, 2014, vol. 2, no. 3–2 (8–2), pp. 357–361 (In Russian).
2. Feodos'yev V. I. *Soprotivlenie materialov: ucheb. dlya vtuzov* [Strength of materials. Textbook for university]. Moscow, Fizmatgiz Publ., 1963, 539 p.

Информация об авторах

Киселев Сергей Владимирович – преподаватель кафедры безопасности жизнедеятельности. Белорусский государственный технологический университет (220006, г. Минск, ул. Свердлова, 13а, Республика Беларусь). E-mail: kiselev@belstu.by

Дулевич Александр Федорович – кандидат технических наук, доцент кафедры деталей машин и подъемно-транспортных устройств. Белорусский государственный технологический университет (220006, г. Минск, ул. Свердлова, 13а, Республика Беларусь). E-mail: daf42@belstu.by

Блохин Алексей Владимирович – кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры деталей машин и подъемно-транспортных устройств. Белорусский государственный технологический университет (220006, г. Минск, ул. Свердлова, 13а, Республика Беларусь). E-mail: blakhin@belstu.by

Information about the authors

Kiselev Sergey Vladimirovich – lecturer, the Department of Occupational Safety. Belarusian State Technological University (13a, Sverdlova str., 220006, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: kiselev@belstu.by

Dulevich Aleksandr Fedorovich – PhD (Engineering), Assistant Professor, the Department of Machine Elements, Hoisting and Conveying Equipment. Belarusian State Technological University (13a, Sverdlova str., 220006, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: daf42@belstu.by

Blokhin Aleksey Vladimirovich – PhD (Engineering), Senior Lecturer, the Department of Machine Elements, Hoisting and Conveying Equipment. Belarusian State Technological University (13a, Sverdlova str., 220006, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: blakhin@belstu.by

Поступила 15.02.2016